



VYSOKÉ UČENÍ TECHNICKÉ V BRNĚ
BRNO UNIVERSITY OF TECHNOLOGY



FAKULTA STROJNÍHO INŽENÝRSTVÍ
ÚSTAV AUTOMOBILNÍHO A DOPRAVNÍHO
INŽENÝRSTVÍ

FACULTY OF MECHANICAL ENGINEERING
INSTITUTE OF AUTOMOTIVE ENGINEERING

HNACÍ ÚSTROJÍ ZKUŠEBNÍHO JEDNOVÁLCOVÉHO ZÁŽEHOVÉHO MOTORU

POWERTRAIN OF EXPERIMENTAL SINGLE-CYLINDER SPARK IGNITION ENGINE

BAKALÁŘSKÁ PRÁCE
BACHELOR'S THESIS

AUTOR PRÁCE
AUTHOR

KAREL LAŠTOVICA

VEDOUCÍ PRÁCE
SUPERVISOR

prof. Ing. VÁCLAV PÍŠTĚK, DrSc.

BRNO 2009

Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství

Ústav automobilního a dopravního inženýrství

Akademický rok: 2008/2009

ZADÁNÍ BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

student(ka): Karel Laštovica

který/která studuje v **bakalářském studijním programu**

obor: **Strojní inženýrství (2301R016)**

Ředitel ústavu Vám v souladu se zákonem č.111/1998 o vysokých školách a se Studijním a zkušebním řádem VUT v Brně určuje následující téma bakalářské práce:

Hnací ústrojí zkušebního jednoválcového zážehového motoru

v anglickém jazyce:

Powertrain of experimental single-cylinder spark ignition engine

Stručná charakteristika problematiky úkolu:

Návrh válcové jednotky zkušebního jednoválcového zážehového motoru

Cíle bakalářské práce:

Pro dané základní geometrické, termodynamické a provozní parametry válcové jednotky uvedeného motoru proveďte výpočet termodynamického cyklu, navrhnete základní rozměry pístní skupiny a pro zadané provozní režimy proveďte pevnostní kontrolu oka ojnice.

Seznam odborné literatury:

Macek, J., Suk, B.: Spalovací motory I, Vydavatelství ČVUT 2000, ISBN 80-01-02085-1

Heisler, H.: Advanced engine technology, SAE 2002

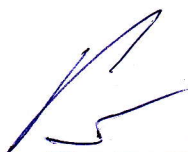
Hafner, K.E., Maass, H.: Kräfte, Momente und deren Ausgleich in der Verbrennungskraftmaschine, Springer-Verlag Wien-New York 1995

Vedoucí bakalářské práce: prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.

Termín odevzdání bakalářské práce je stanoven časovým plánem akademického roku 2008/09.

V Brně, dne 27-10-2008

L.S.



prof. Ing. Václav Píštěk, DrSc.
Ředitel ústavu



doc. RNDr. Miroslav Doupovec, CSc.
Děkan fakulty

ABSTRAKT

Tato bakalářská práce pojednává o zkušebním jednoválcovém motoru, výpočtu jeho termodynamického cyklu, návrhu pístu, návrhu a pevnostní kontrole oka ojnice. V úvodu je uveden princip funkce spalovacích motorů a jejich základní rozdělení a použití. Vlastní práce obsahuje pět částí: zadané počáteční parametry, výpočet termodynamického cyklu, výpočet hmotnosti pístní skupiny, výpočet sil působících na pístní skupinu a pevnostní kontrola oka ojnice. V závěru jsou zhodnoceny dosažené výsledky výpočtu.

Klíčová slova

Jednoválcový motor, zážehový motor, termodynamický cyklus, píst, pístní skupina, působící síla, oko ojnice, měrný tlak, napětí, bezpečnost.

ABSTRACT

These bachelor's thesis deals with experimental single-cylinder engine, calculation of his thermodynamic cycle, design of a piston, design of a con rod eye and his strength check. In introduction there is states function principle of combustion engine and their basic division and application. The bachelor's thesis consists of five parts: scheduled initiatory parameters, calculation of thermodynamic cycle, calculation of the piston group weight, calculation of forces reacting to piston group and strength check of con rod eye. In the conclusion results of calculation are evaluated.

Key words

Single-cylinder engine, spark ignition engine, thermodynamic cycle, piston, piston group, applied force, con rod eye, surface pressure, strain, safety factor.

Bibliografická citace VŠKP dle ČSN ISO 690

LAŠTOVICA, K. *Hnací ústrojí zkušebního jednoválcového zážehového motoru*. Brno: Vysoké učení technické v Brně, Fakulta strojního inženýrství, 2009. 40 s. Vedoucí bakalářské práce prof. Ing. Václav Pištěk, DrSc.

Čestné prohlášení

Prohlašuji, že jsem tuto bakalářskou práci vypracoval samostatně, pod vedením vedoucího bakalářské práce pana prof. Ing. Václava Píštěka, DrSc. a za pomoci odborné literatury uvedené v seznamu.

V Brně dne:

.....

Podpis

Poděkování

Děkuji vedoucímu bakalářské práce prof. Ing. Václavu Píštěkovi, DrSc. za odbornou pomoc a cenné připomínky při zpracování mé bakalářské práce.

OBSAH

Abstrakt	5
Prohlášení	7
Poděkování	9
Obsah	11
Úvod	13
1. Zadané parametry motoru	14
2. Termodynamický cyklus	14
2.1 Základní parametry pro výpočet cyklu	15
2.2 Adiabatická komprese	16
2.3 Izochorický přívod tepla	16
2.4 Adiabatická expanze	17
2.5 Teoretický výkon	18
2.6 Porovnávací diagram počítaného motoru	18
3. Hmotnost pístní skupiny	19
3.1 Návrh hlavních rozměrů pístu	20
3.2 Hmotnost pístu	20
3.3 Hmotnost pístního čepu	21
3.4 Celková hmotnost pístní skupiny	22
4. Síly působící na pístní skupinu	22
4.1 Kinematika pístní skupiny	22
4.1.1 Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele	23
4.1.2 Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele	24
4.1.3 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele	25
4.2 Síla působící od tlaku plynů	25
4.3 Maximální setrvačná síly působící na pístní skupinu	26
4.4 Maximální síla působící na pístní skupinu	26
5. Pevnostní kontrola pístního čepu	26
5.1 Návrh charakteristických rozměrů ojnice	27
5.2 Měrný tlak mezi okem ojnice a pístním čepem	27
5.3 Měrný tlak mezi pouzdrem a okem ojnice	28
5.4 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou	30
5.5 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů	33
5.6 Maximální napětí v oku ojnice	35
5.7 Bezpečnost ojnice vůči kluzu	35
5.8 Bezpečnost ojnice na únavu	35
Závěr	38
Seznam použitých zdrojů	39
Seznam použitých zkratk a symbolů	40

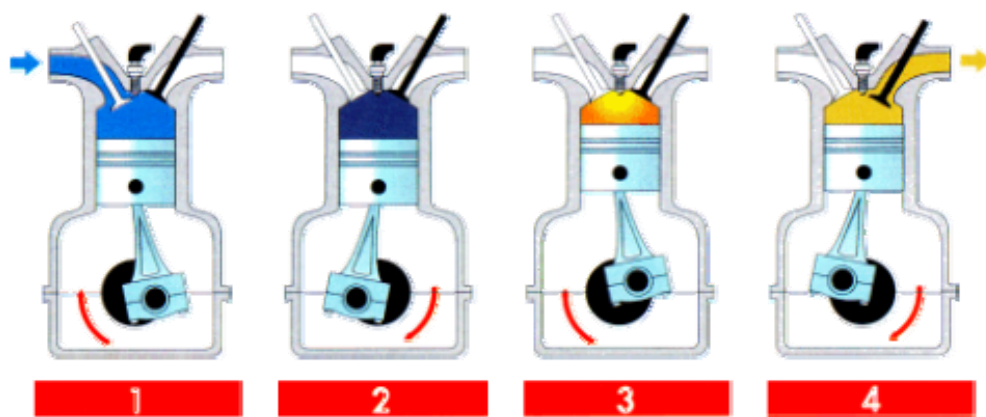
ÚVOD

Historie spalovacího motoru se datuje ke konci 19. století, kdy německý inženýr Nicolaus Otto sestrojil roku 1876 první čtyřdobý spalovací motor. Později čtyřdobý motor vytlačil ze svého místa parní stroj, protože byl menší, lehčí, tišší a účinnější.

Spalovací motor je mechanický tepelný stroj, který přeměňuje chemickou energii na energii tepelnou a na mechanickou energii působením na píst. Chemická energie je získávána z paliva, kterým je u zážehových motorů benzín nebo zemní plyn. Zážehové motory dělíme na dvoudobé a čtyřdobé. Čtyřdobý motor pracuje ve čtyřech fázích. První fází je sání, kdy se píst pohybuje směrem dolů a nasává směs paliva se vzduchem. Ve druhé fázi, kompresi, se pohybuje píst směrem nahoru a přitom stlačuje nasátou směs. Ve třetí fázi, expanzi, se stlačená směs zapálí jiskrou zapalovací svíčky a nastane expanze, při níž se píst pohybuje opět dolů. V poslední, čtvrté fázi, pohyb pístu nahoru vytlačí spálenou směs ze spalovacího prostoru. Celý proces se následně opakuje. Píst se tedy pohybuje přímočarým vratným pohybem, který je pomocí klikového mechanismu převeden na rotační pohyb.

V dnešní době je spalovací motor používán zejména jako pohon automobilů, motocyklů a drobného nářadí, jako jsou např. sekačky, či motorové pily.

Zkušební jednoválcové motory jsou speciální zařízení, které slouží jako nástroj pro experimentální výzkum a vývoj pracovního oběhu spalovacího motoru.



Obr. 1 Fáze čtyřdobého zážehového spalovacího motoru [1]

1. ZADANÉ PARAMETRY MOTORU

Geometrické parametry:

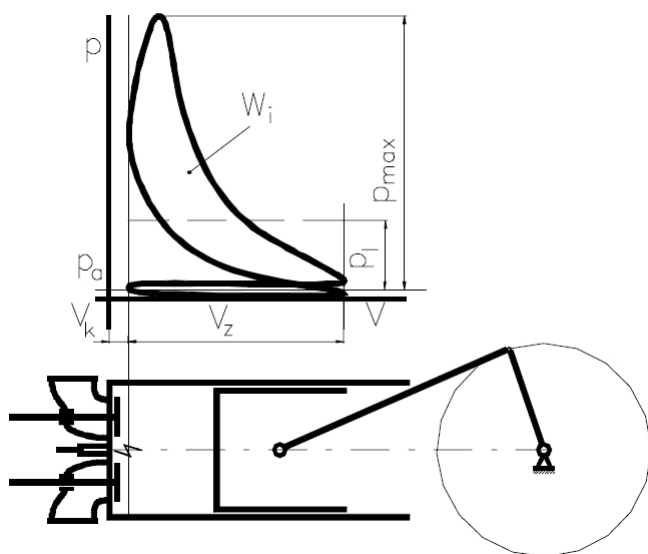
- vrtání válce $D = 0,0765 \text{ m}$
- poloměr kliky $r_{kl} = 0,04345 \text{ m}$
- délka ojnice $l_o = 0,138 \text{ m}$
- kompresní poměr $\varepsilon = 9,8$

Provozní podmínky:

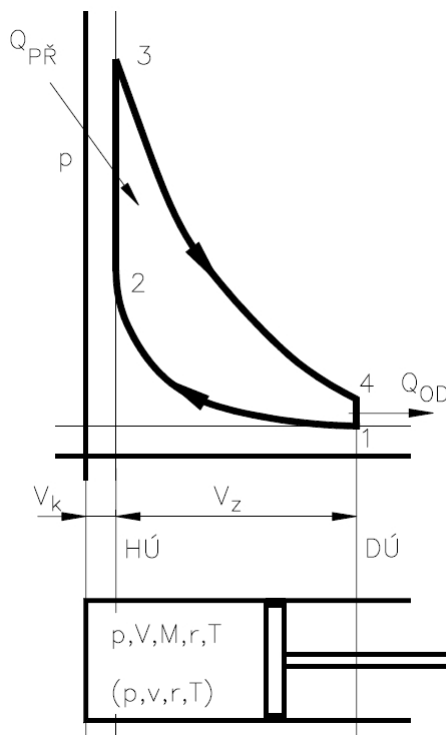
- atmosférický tlak $p_1 = 98000 \text{ Pa}$
- teplota okolí $T_1 = 293,15 \text{ K}$
- výkon $P = 14 \text{ kW}$ při $n = 5000 \text{ min}^{-1} = 83,3 \text{ s}^{-1}$
- teoretická účinnost $\eta = 0,36$

2. TERMODYNAMICKÝ CYKLUS

Termodynamický cyklus zážehového čtyřdobého motoru můžeme vykreslit do „p-V“ diagramu, který může být indikátorový viz *obr. 2* nebo porovnávací viz *obr. 3*. Porovnávací cyklus nám umožní spočítat hlavní body (1,2,3,4). Budeme uvažovat Ottův cyklus, který je složen ze čtyř částí: 1-2 adiabatická komprese, 2-3 izochorický přívod tepla, 3-4 adiabatická expanze, 4-1 izochorický odvod tepla.



Obr. 2 Indikátorový diagram pracovního oběhu [2]



Obr. 3 Ideální Ottův oběh [2]

2.1 Základní parametry pro výpočet cyklu

Ze zadaných parametrů (vrtání válce, poloměr kliky a kompresní poměr) vypočítáme zdvih pístu, zdvihový objem, kompresní objem a spalovací objem. Ze stavové rovnice vypočítáme teoretické množství nasátého vzduchu do válce. Pomocí vzdušného součinitele vypočítáme skutečné množství nasátého vzduchu a poté vynásobením stechiometrickým součinitelem dostaneme množství paliva na jeden cyklus. Z množství paliva a spodní výhřevnosti paliva vypočteme energii přivedenou palivem do oběhu. [3, 4]

Zdvih

$$z = 2 \cdot r_{kl} = 2 \cdot 0,04345$$

$$z = 0,0869 \text{ m}$$

Zdvihový objem

- jmenovitý objem prostoru válce motoru omezený horní úvratí (HÚ) a dolní úvratí (DÚ)

$$V_z = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \cdot z = \frac{\pi \cdot 0,0765^2}{4} \cdot 0,0869$$

$$V_z = 3,994 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Kompresní objem

- minimální objem ve válci

$$V_k = \frac{V_z}{\varepsilon - 1} = \frac{3,994 \cdot 10^{-4}}{9,8 - 1}$$

$$V_k = 4,539 \cdot 10^{-5} \text{ m}^3$$

Spalovací objem

- maximální objem ve válci (pracovní prostor válce)

$$V_c = V_z + V_k = 3,994 \cdot 10^{-4} + 4,539 \cdot 10^{-5}$$

$$V_c = 4,448 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Teoretická hmotnost vzduchu

- hmotnost čerstvé náplně odpovídající zdvihovému objemu válce

- měrná plynová konstanta pro vzduch $r = 287,1 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$$m_{vt} = \frac{p_1 \cdot V_c}{r \cdot T_1} = \frac{98000 \cdot 4,448 \cdot 10^{-4}}{287,1 \cdot 293,15}$$

$$m_{vt} = 5,179 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Skutečná hmotnost vzduchu

- hmotnost čerstvé náplně dopravené do válce za jeden pracovní oběh

- volím vzdušný součinitel $\lambda = 1$ (stechiometrická směs)

$$m_{vs} = m_{vt} \cdot \lambda = 5,179 \cdot 10^{-4} \cdot 1$$

$$m_{vs} = 5,179 \cdot 10^{-4} \text{ kg}$$

Skutečná hmotnost paliva

- ideální úplné spalování nastává při poměru 14,7 kg vzduchu a 1 kg paliva; $\lambda_{st} = \frac{1}{14,7}$

$$m_p = m_{vs} \cdot \lambda_s = 5,179 \cdot \frac{1}{14,5}$$

$$m_p = 3,523 \cdot 10^{-5} \text{ kg}$$

Palivem přivedená energie

- energie paliva přivedená do oběhu

- spodní výhřevnost $H_u = 44,9 \text{ M.J.kg}^{-1}$

$$E_p = m_p \cdot H_u = 3,523 \cdot 10^{-5} \cdot 44,9 \cdot 10^6$$

$$E_p = 569,522 \text{ J}$$

2.2 Adiabatická komprese

Adiabatický děj je děj, který probíhá bez výměny tepla s okolím. Při kompresi se píst pohybuje z dolní úvratě (spalovací objem) do horní úvratě (kompresní objem) a stlačuje směs vzduchu a paliva. Zmenšuje se tedy objem, tlak a teplota narůstají. Do oběhu musíme dodat práci, takže výsledná práce bude záporná. U adiabatického děje se vyskytuje Poissonova konstanta, která byla zvolena $\kappa = 1,25$. [5,6]

Tlak na konci komprese

$$p_2 = p_1 \cdot \varepsilon^\kappa = 9,8 \cdot 10^4 \cdot 9,8^{1,25}$$

$$p_2 = 1,699 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci komprese

$$T_2 = T_1 \cdot \varepsilon^{\kappa-1} = 293,15 \cdot 9,8^{1,25-1}$$

$$T_2 = 518,67 \text{ K}$$

Spotřebovaná objemová práce

$$A_{12} = \frac{p_1 \cdot V_C - p_2 \cdot V_K}{\kappa - 1} = \frac{9,8 \cdot 10^4 \cdot 4,448 \cdot 10^{-4} - 1,699 \cdot 10^6 \cdot 4,539 \cdot 10^{-5}}{1,25 - 1}$$

$$A_{12} = -134,143 \text{ J}$$

2.3 Izochorický přívod tepla

Izochorický děj je děj, který probíhá při konstantním objemu. Do oběhu je dodáno teplo, které je získáno z energie paliva. Z množství dodaného tepla se přemění jen 36 %. Teplota a tlak prudce vzrostou. Objemová práce je rovna nule. [5,6]

Tlak na konci děje

$$p_3 = p_2 + (\kappa - 1) \cdot \frac{E_p \cdot \eta_t}{V_K} = 1,699 \cdot 10^6 + (1,25 - 1) \cdot \frac{569,522 \cdot 0,36}{4,539 \cdot 10^{-5}} \quad p_3 = 4,836 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Teplota na konci děje

$$T_3 = \frac{p_3 \cdot T_2}{p_2} = \frac{4,836 \cdot 10^6 \cdot 518,676}{1,699 \cdot 10^6} \quad T_3 = 1,476 \cdot 10^3 \text{ K}$$

2.4 Adiabatická expanze

Při adiabatické expanzi se píst pohybuje z horní úvratě (kompresní objem) do dolní úvratě (spalovací objem) a hořící směs vzduchu a paliva se rozpíná. Zvětšuje se tedy objem, tlak a teplota klesají. Do oběhu je dodávána práce, takže výsledná práce bude kladná. [5,6]

Tlak na konci adiabatické expanze

$$p_4 = p_3 \cdot \left(\frac{V_K}{V_C} \right)^\kappa = 4,836 \cdot 10^6 \cdot \left(\frac{4,539 \cdot 10^{-5}}{4,448 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,25} \quad p_4 = 2,789 \cdot 10^5 \text{ Pa}$$

Teplota na konci adiabatické expanze

$$T_4 = T_3 \cdot \left(\frac{V_K}{V_C} \right)^{\kappa-1} = 1,476 \cdot 10^3 \cdot \left(\frac{4,539 \cdot 10^{-5}}{4,448 \cdot 10^{-4}} \right)^{1,25-1} \quad T_4 = 834,32 \text{ K}$$

Vykonaná objemová práce

$$A_{34} = \frac{p_3 \cdot V_K - p_4 \cdot V_C}{\kappa - 1} = \frac{4,836 \cdot 10^6 \cdot 4,539 \cdot 10^{-5} - 2,789 \cdot 10^5 \cdot 4,448 \cdot 10^{-4}}{1,25 - 1} \quad A_{34} = 381,778 \text{ J}$$

2.5 Teoretický výkon

Teoretický výkon je objemová práce cyklu podělená časem jednoho cyklu.

Čas jednoho cyklu

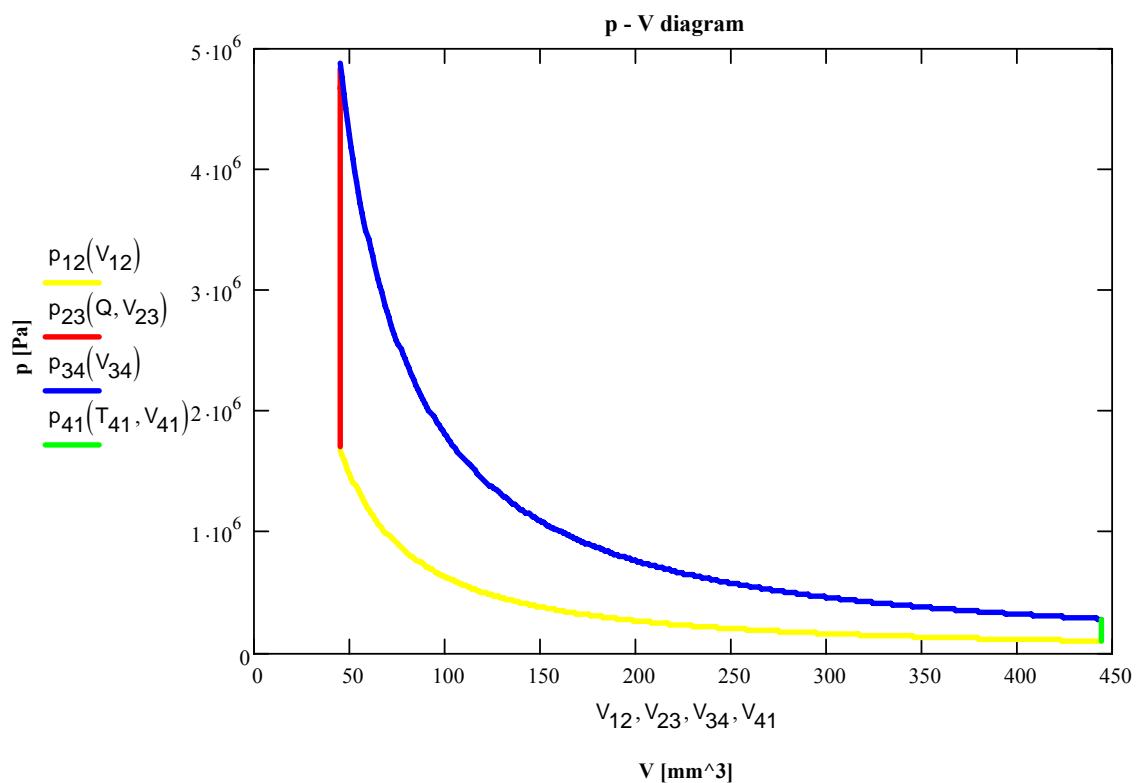
$$t = \frac{1}{2 \cdot n} = \frac{1}{2,83,3}$$

$$t = 0,024 \text{ s}$$

$$P_t = \frac{A_{12} + A_{34}}{t} = \frac{-134,143 + 381,778}{0,024}$$

$$P_t = 10,318 \cdot 10^3 \text{ W}$$

2.6 Porovnávací diagram počítaného motoru

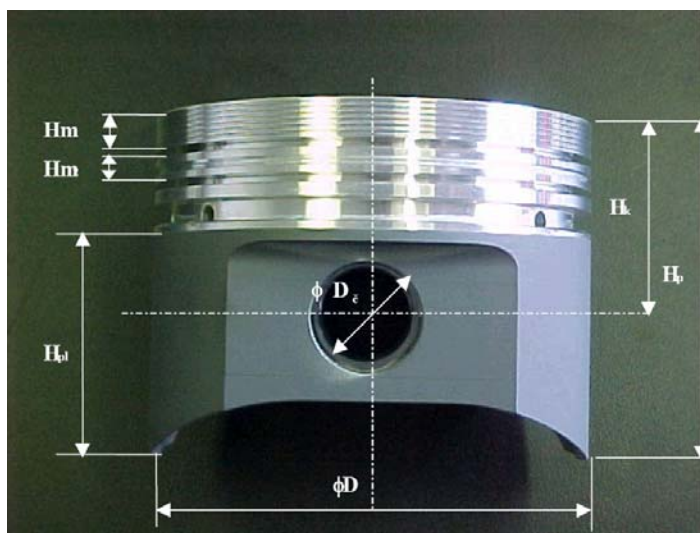


Obr. 4 Porovnávací diagram počítaného motoru

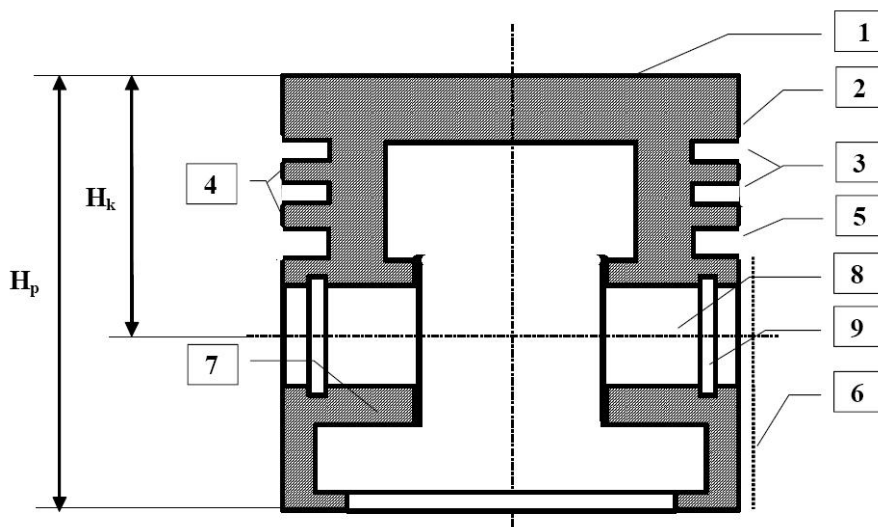
3. HMOTNOST PÍSTNÍ SKUPINY

Při návrhu hlavních rozměrů pístu vycházím z již dříve provedených a osvědčených konstrukcí. Pro návrh jsou rozměry vyjádřeny ve vztahu k vrtání válce D . Vyjádření těchto vztahů je v *tab. 1*.

[7]



Obr. 5 Rozměry pístu [7]



Obr. 6 Základní konstrukční provedení pístu [4]

Popis částí pístu:

- 1 – dno pístu
- 2 – horní můstek
- 3 – drážky pro těsnící pístní kroužky
- 4 – můstky mezi drážkami pro kroužky
- 5 – drážka pro stírací pístní kroužek
- 6 – plášť pístu
- 7 – nálitek pro pístní čep
- 8 – uložení pístního čepu
- 9 – drážka pojistky pístního čepu

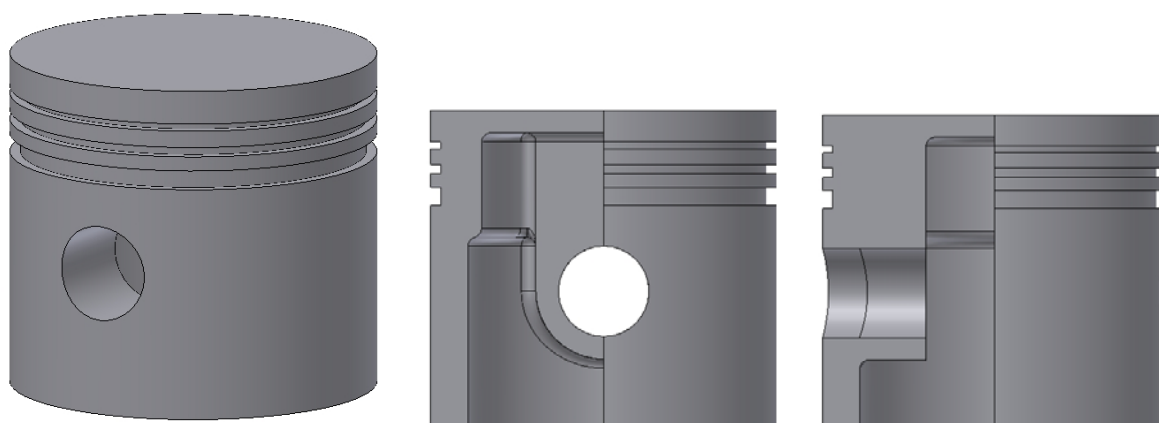
3.1 Návrh hlavních rozměrů pístu

Tab. 1 Doporučené meze charakteristických rozměrů pístu čtyřdobých motorů [7]

Veličina	Meze [%D]	Možný rozměr [mm]	*Zvolený rozměr [mm]
ΦD	100	76,5	76,5
H_p	90-140	68,85 – 107,1	70
H_k	50-70	38,25 – 53,55	40
H_o	40	30,6	30,6
$H_{\check{c}}$	85	60,025	60
H_{m1}	6-10	4,59 – 7,65	7
H_{m2}	3-6	2,295 – 4,59	3,5
$\Phi D_{\check{c}}$	25-28	19,125 – 21,42	20
δ	5-7	3,825 – 8,355	5

* Mnou zvolené hodnoty

3.2 Hmotnost pístu



Obr. 7 Model pístu vymodelovaný v Inventoru

Celkový objem pístu (viz model)

$$V_{pi} = 1,706 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Materiálem používaným na výrobu pístů jsou nejčastěji hliníkové slitiny. Pro zážehové motory se používají slitiny s obsahem křemíku do 13 %. [8]

Volím slitinu hliníku s obsahem křemíku 13 %.

Hustota hliníku

$$\rho_{Al} = 2699 \text{ kg.m}^{-3}$$

Hustota křemíku

$$\rho_{Si} = 2330 \text{ kg.m}^{-3}$$

Hustota slitiny

$$\rho_{\text{AlSi}} = 0,87 \cdot \rho_{\text{Al}} + 0,13 \cdot \rho_{\text{Si}} = 0,87 \cdot 2699 + 0,13 \cdot 2330$$

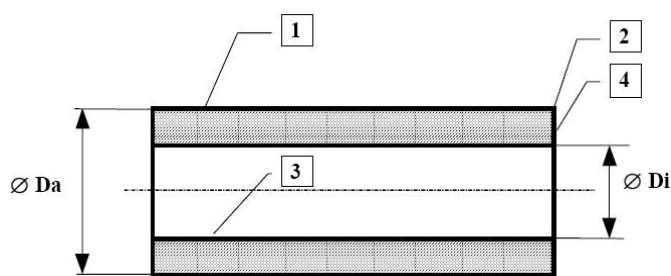
$$\rho_{\text{AlSi}} = 2651 \text{ kg.m}^{-3}$$

Hmotnost pístu

$$m_{\text{pi}} = \rho_{\text{AlSi}} \cdot V_{\text{pi}} = 2651 \cdot 1,706 \cdot 10^{-4}$$

$$m_{\text{pi}} = 0,452 \text{ kg}$$

3.3 Hmotnost písního čepu



Popis částí písního čepu:

- 1 – vnější válcová plocha písního čepu
- 2 – přechod je tvořen poloměrem
- 3 – vnitřní povrch čepu
- 4 – boční plochy, které jsou axiálně pojištěny

Obr. 8 Písní čep [9]

Vnitřní průměr písního čepu

$$D_{\text{ci}} \text{ (12 -17 mm) [4]}$$

Volím $D_{\text{ci}} = 13 \text{ mm}$

Délka písního čepu

V důsledku axiálního pojištění polohy písního čepu volím délku čepu 68,5 mm

$$l_{\text{c}} = 0,0685 \text{ m}$$

Objem písního čepu

$$V_{\text{c}} = \frac{\pi \cdot (D_{\text{ca}} - D_{\text{ci}})^2}{4} \cdot l_{\text{c}} = \frac{\pi \cdot (0,02 - 0,013)^2}{4} \cdot 0,0685$$

$$V_{\text{c}} = 2,636 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3$$

Písní čepy se zhotovují z cementačních ocelí. [9]

Hustota oceli

$$\rho_{\text{ecel}} = 7850 \text{ kg.m}^{-3}$$

Hmotnost čepu

$$m_{\xi} = \rho_{\text{ecel}} \cdot V_{\xi} = 7850 \cdot 2,636 \cdot 10^{-6}$$

$$m_{\xi} = 0,0207 \text{ kg}$$

3.4 Celková hmotnost pístní skupiny

$$m_{\text{celk}} = m_{\text{pi}} + m_{\xi} = 0,4523 + 0,0207$$

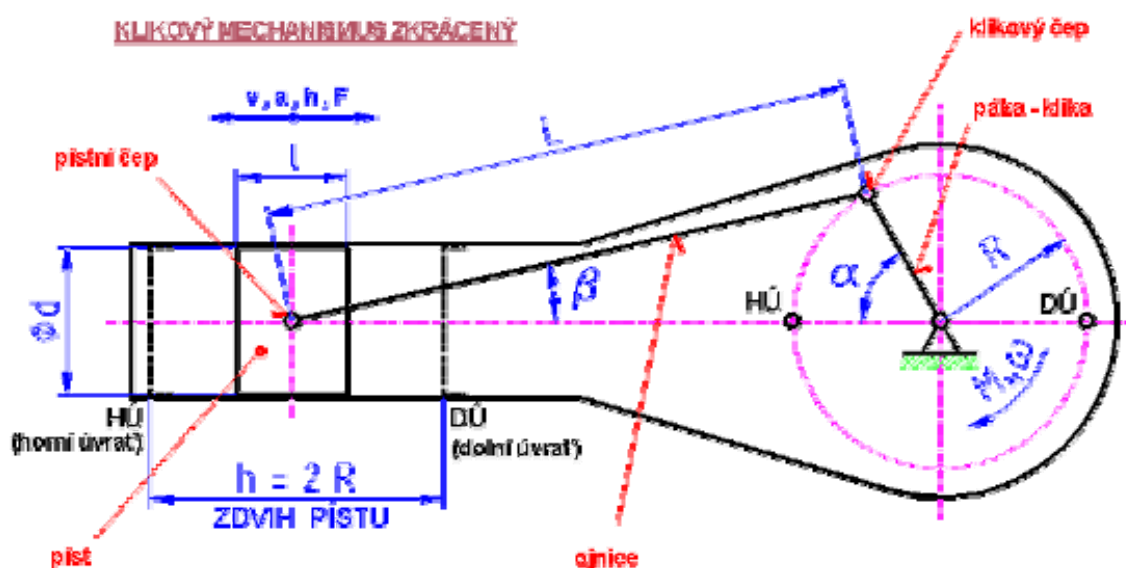
$$m_{\text{pi}} = 0,473 \text{ kg}$$

4. SÍLY PŮSOBÍCÍ NA PÍSTNÍ SKUPINU

Síly působící na pístní skupinu dělíme do dvou skupin. Síly způsobené tlakem plynů (primární) a síly setrvačné (sekundární). Součtem těchto sil dostaneme sílu působící na píst. Průběh sil se mění v závislosti na poloze pístu, respektive natočení klikového hřídele. Proto je nejprve nutné určit polohu pístu, kdy je síla maximální. [10]

4.1 Kinematika pístní skupiny

Klikový mechanismus spalovacích motorů přenáší energii spalín ve válci na klikový hřídel. Při tom posuvný pohyb pístu se převádí prostřednictvím ojnice na otáčivý pohyb klikového hřídele. Základní proměnou klikového mechanismu je úhel natočení kliky od jeho počáteční polohy. [10]



Obr. 9 Klikový mechanismus [11]

4.1.1 Závislost dráhy pístu na úhlu natočení klikového hřídele

Klikový poměr

$$\lambda_{kl} = \frac{r_{kl}}{l_O} = \frac{0,04345}{0,138}$$

$$\lambda_{kl} = 0,315$$

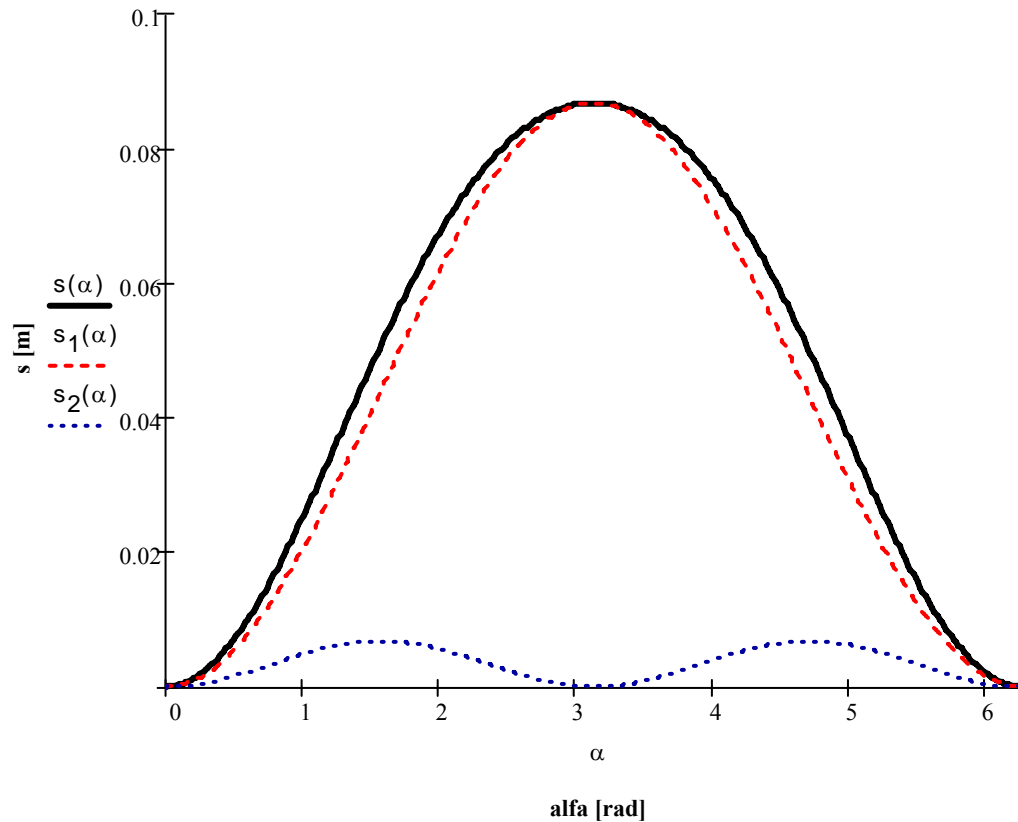
Úhel natočení kliky

$$\alpha = 0^\circ \div 360^\circ = 0 \div 2\pi$$

$$s_1(\alpha) = r_{kl} \cdot (1 - \cos(\alpha))$$

$$s_2(\alpha) = r_{kl} \cdot \frac{\lambda_{kl}}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha))$$

$$s(\alpha) = r_{kl} \cdot \left[(1 - \cos(\alpha)) + \frac{\lambda_{kl}}{4} \cdot (1 - \cos(2\alpha)) \right]$$



Obr. 10 Průběh dráhy pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení

4.1.2 Závislost rychlosti pístu na úhlu natočení klikového hřídele

Úhlová rychlost

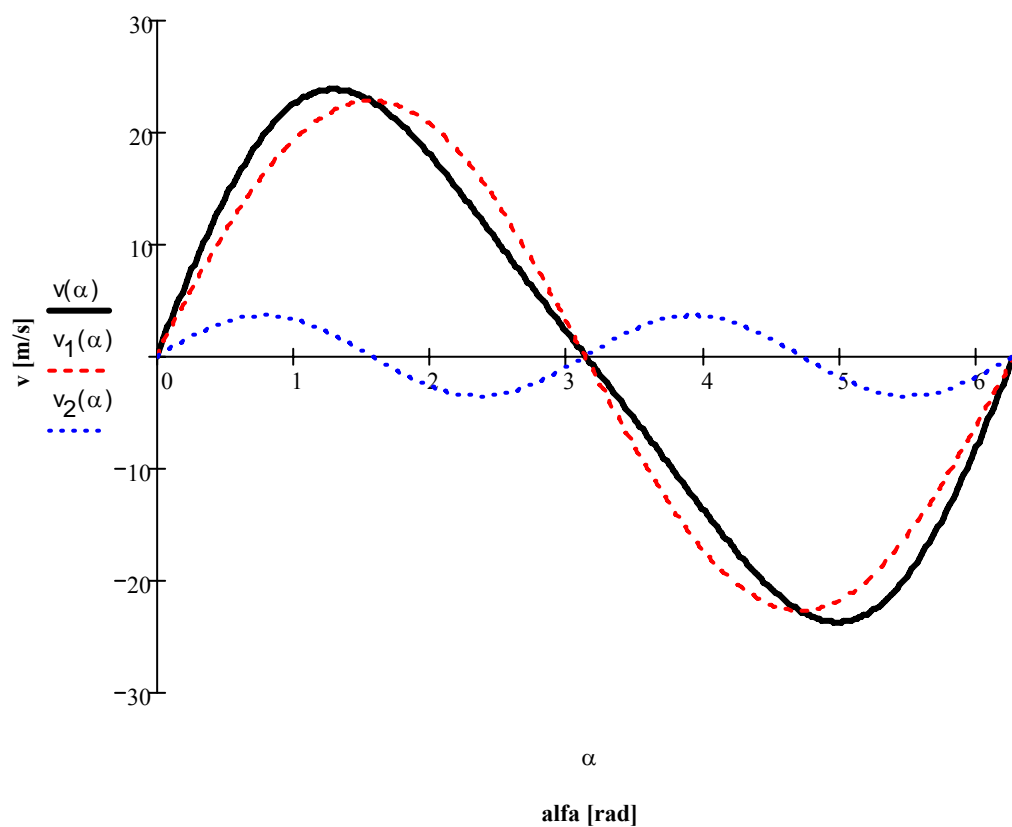
$$\omega = 2 \cdot \pi \cdot n = 2 \cdot \pi \cdot 83,3$$

$$\omega = 523,599 \text{ rad.s}^{-1}$$

$$v_1(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega \cdot \sin(\alpha)$$

$$v_2(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega \cdot \frac{\lambda_{kl}}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha)$$

$$v(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega \cdot \left(\sin(\alpha) + \frac{\lambda_{kl}}{2} \cdot \sin(2 \cdot \alpha) \right)$$



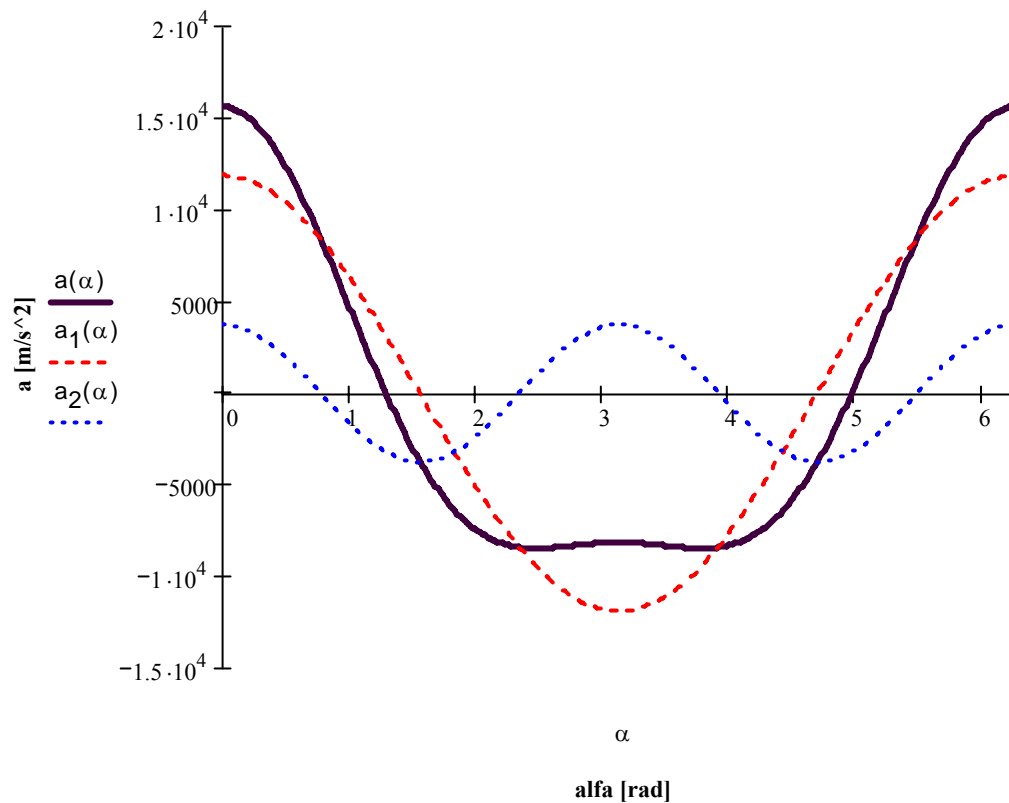
Obr. 11 Průběh rychlosti pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení

4.1.3 Závislost zrychlení pístu na úhlu natočení klikového hřídele

$$a_1(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega^2 \cdot \cos(\alpha)$$

$$a_2(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega^2 \cdot \lambda_{kl} \cdot \cos(2\alpha)$$

$$a(\alpha) = r_{kl} \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_{kl} \cdot \cos(2\alpha))$$



Obr. 12 Průběh zrychlení pístu a jednotlivých harmonických složek v závislosti na úhlu natočení

4.2 Síla působící od tlaku plynů

Tlak spalín ve spalovacím prostoru na plochu pístu a na hlavu válce vyvodí dvě stejně veliké síly, působící v ose válce. Sílu působící na píst rozložíme v ose pístního čepu na dvě složky (působící v ose ojnice a působící kolmo na stěnu válce). [10]

Maximální síla působící na píst je tedy v horní úvratí (HÚ) a její složka kolmá na stěnu válce je nulová.

$$F_p = (p_3 - p_1) \cdot \frac{\pi \cdot D^2}{4} = (4,836 \cdot 10^6 - 9,8 \cdot 10^5) \cdot \frac{\pi \cdot 0,0765^2}{4} \quad F_p = 2,198 \cdot 10^4 \text{ N}$$

4.3 Maximální setrvačná síla působící na pístní skupinu

Setrvačné síly odvodíme ze zrychlení pohybujících se hmot. Hmoty, konající pohyb posuvný způsobí setrvačné síly, působící v ose válce. [10]

Jak je patrné z *obr. 12*, maximální zrychlení a tedy i setrvačná síla působí v horní úvrati (HÚ), kde je úhel natočení klikového hřídele nulový. Setrvačná síla působí proti pohybu pístu a proto je záporná.

$$a(0^\circ) = r_{kl} \cdot \omega^2 \cdot (\cos(\alpha) + \lambda_{kl} \cdot \cos(2\alpha))$$

$$a(0^\circ) = 0,04345 \cdot 523,599^2 \cdot (\cos(0^\circ) + 0,315 \cdot \cos(2 \cdot 0^\circ))$$

$$a(0^\circ) = 1,566 \cdot 10^4 \text{ m.s}^{-2}$$

$$F_s = -a(0^\circ) \cdot m_{celk} = -1,556 \cdot 10^4 \cdot 0,473$$

$$F_s = -7,408 \cdot 10^3 \text{ N}$$

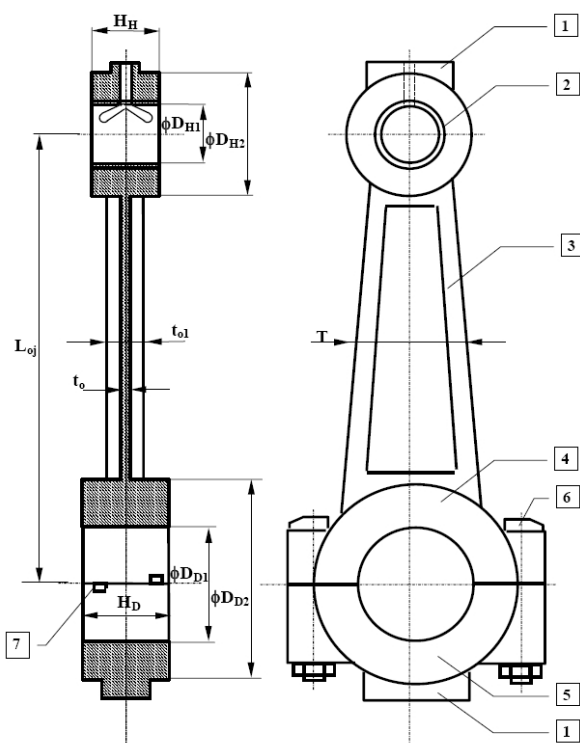
4.4 Maximální síla působící na pístní skupinu

$$F_C = F_p + F_s = 2,198 \cdot 10^4 - 7,408 \cdot 10^3$$

$$F_s = 1,457 \cdot 10^4 \text{ N}$$

5. PEVNOSTNÍ KONTROLA PÍSTNÍHO ČEPU

Ojnice zabezpečuje přenos sil mezi pístem a klikovou hřídelí motoru. U čtyřdobých motorů je namáhána proměnnou silou tah – tlak. Vzhledem k časové proměnnosti působících silových účinků je ojnice namáhána únavově. Z těchto důvodů musí být potlačeny všechny vrubové účinky. Přechody mezi dřikem ojnice a ojnicními oky musí být plynulé. [9]



Popis částí ojnice:

- 1 – vyvažovací nákovky
- 2 – oko pro pístní čep
- 3 – dřík ojnice
- 4 – hlava ojnice
- 5 – víko ojnice
- 6 – ojnicní šroub
- 7 – středící zářezy

Obr. 13 Schéma ojnice čtyřdobého motoru [9]

5.1 Návrh charakteristických rozměrů ojnice

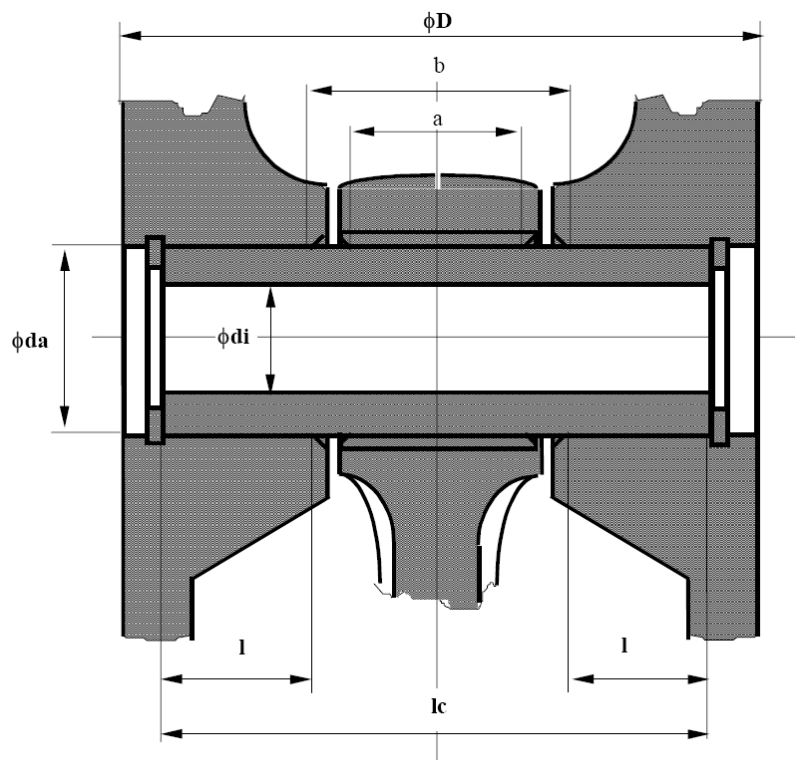
Tab. 2 Doporučené hodnoty charakteristických rozměrů ojnice [7]

Veličina	Meze [%]	Možný rozměr [mm]	*Zvolený rozměr [mm]
T/D	26 – 30	19,125 – 22,95	20
L_{oi}/D	170 – 230	130,05 – 175,95	138
$\Phi D_{H1}/D$	28 – 50	21,42 – 38,25	22
$\Phi D_{H2}/\Phi D_{H1}$	150		33
$\Phi D_{D1}/D$	60 – 75	45,9 – 57,375	50
$\Phi D_{D2}/\Phi D_{D1}$	115		57,5
H_H/D	35 – 38	26,775 – 29,07	28
H_D/D	40 – 45	30,6 – 34,425	32
t_{o1}		10 – 25	13
t_o		3 – 8	3

* Mnou zvolené hodnoty

5.2 Měrný tlak mezi okem ojnice a pístním čepem

Pístní čep je zatěžován silami od tlaků plynu a setrvačnými silami. Měrný tlak je nutné zkontrolovat v místě styku pístního čepu s ojničním okem, aby nedošlo k otlacení na těchto součástech. Dovolené hodnoty měrného tlaku pro ojnici jsou 20 – 39 MPa. [7]



Obr. 14 Základní rozměry charakterizující uložení pístního čepu [7]

Měrný tlak vypočteme jako maximální sílu působící na pístní skupinu podělenou plochou. Plocha je vypočtena z vnějšího průměru čepu a aktivní šířky mezi pístním čepem a okem ojnice, kde hodnota 0,005 mm je sražení hrany pouzdra ojničního oka.

$$a_{oj} = H_H - 2 \cdot 0,005 = 0,028 - 2 \cdot 0,005$$

$$a_{oj} = 0,027 \text{ mm}$$

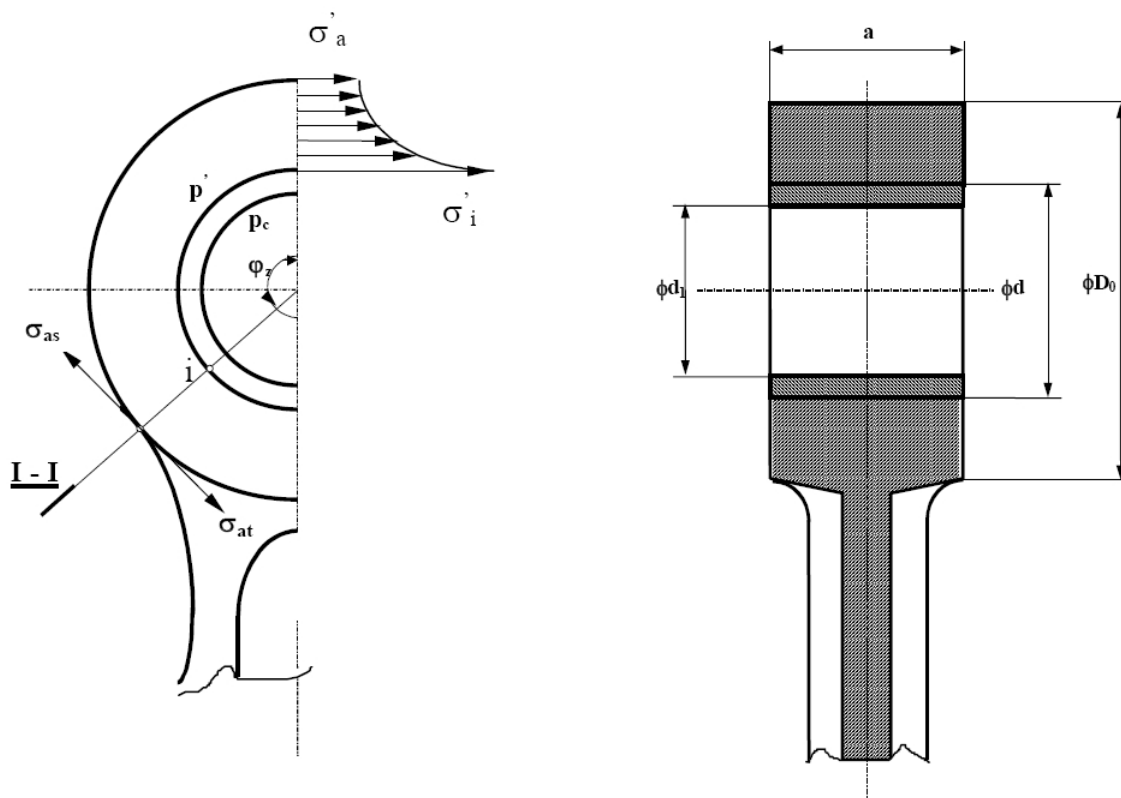
$$p_{o-\dot{c}} = \frac{F_C}{a_{oj} \cdot D_{\dot{c}}} = \frac{1,457 \cdot 10^4}{0,027 \cdot 0,02}$$

$$p_{p-\dot{c}} = 26,98 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$26,98 \text{ MPa} \leq 39 \text{ MPa}$$

5.3 Měrný tlak mezi pouzdem a okem ojnice

Zalisováním bronzového pouzdra do oka ojnice vznikne spojité zatížení (měrný tlak) na vnitřním povrchu oka, který vyvolá ve všech příčných průřezích ojničního oka určité konstantní napětí. Toto napětí se za provozu motoru po ohřátí ojničního oka ještě zvětší v důsledku vyšší roztažnosti materiálu pouzdra. Dovolené napětí 100 – 150 MPa. [7]



Obr. 15 Vyznačení průběhu měrných tlaků v ojničním oku [7]

Součinitel lineární tepelné roztažnosti bronzu: $\alpha_b = 1,8 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$

Modul pružnosti v tahu bronzu: $E_b = 1,15 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Součinitel lineární tepelné roztažnosti oceli: $\alpha_o = 1,0 \cdot 10^{-5} \text{ K}^{-1}$

Modul pružnosti v tahu oceli: $E_o = 2,2 \cdot 10^5 \text{ MPa}$

Přesah pouzdra (u současných automobilních motorů)

$$e = 0,01 - 0,06 \text{ mm}$$

Volím $e = 0,04 \text{ mm}$

Ohřev oka

$$\Delta t = 100 - 150 \text{ K}$$

Volím $\Delta t = 125 \text{ K}$

Přesah pouzdra v důsledku ohřátí

$$e_t = D_{H1} \cdot \Delta t \cdot (\alpha_b - \alpha_o) = 0,022 \cdot 125 \cdot (1,8 \cdot 10^{-5} - 1,0 \cdot 10^{-5}) \quad e_t = 2,2 \cdot 10^{-5} \text{ m}$$

Měrný tlak

$$C_o = \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = \frac{0,033^2 + 0,022^2}{0,033^2 - 0,022^2} \quad C_o = 2,6$$

$$C_p = \frac{D_{H1}^2 + D_{\check{c}}^2}{D_{H1}^2 - D_{\check{c}}^2} = \frac{0,022^2 + 0,02^2}{0,022^2 - 0,02^2} \quad C_p = 10,524$$

$$p' = \frac{e + e_t}{D_{H1} \cdot \left(\frac{C_o + \mu}{E_o} + \frac{C_p - \mu}{E_b} \right)} = \frac{0,04 + 2,2 \cdot 10^{-5}}{0,022 \cdot \left(\frac{2,6 + 0,3}{2,2 \cdot 10^{11}} + \frac{10,524 - 0,3}{1,15 \cdot 10^{11}} \right)} \quad p' = 27,61 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Napětí ve vnějším a vnitřním vlákne

Vnější vlákno

$$\sigma'_a = p' \cdot \frac{2 \cdot D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = 27,61 \cdot 10^6 \cdot \frac{2 \cdot 0,022^2}{0,033^2 - 0,022^2} \quad \sigma'_a = 44,17 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\sigma'_a = 44,17 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

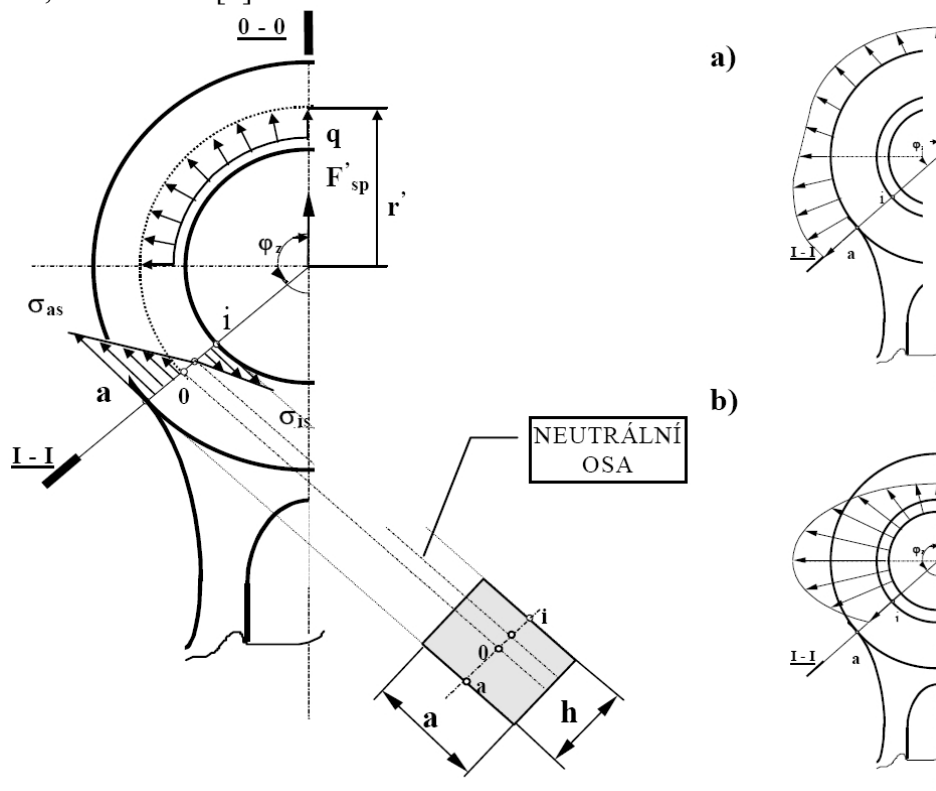
Vnitřní vlákno

$$\sigma'_i = p' \cdot \frac{D_{H2}^2 + D_{H1}^2}{D_{H2}^2 - D_{H1}^2} = 27,61 \cdot 10^6 \cdot \frac{0,033^2 + 0,022^2}{0,033^2 - 0,022^2} \quad \sigma'_i = 71,78 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

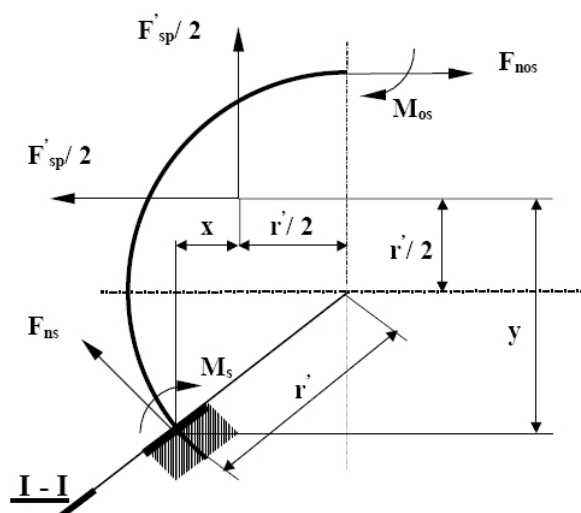
$$\sigma'_i = 71,78 \text{ MPa} \leq 100 \text{ MPa}$$

5.4 Namáhání oka ojnice setrvačnou silou

Oko ojnice je zatěžováno setrvačnou silou, přičemž maximální síly je dosaženo při doběhu pístu do horní úvratí (HÚ). Pro výpočet napětí vyvolané touto silou nahrazujeme oko ojnice modelem, silně zakřiveným prutem kruhového tvaru o poloměru r' s vetknutím v bodě 0 průřezu I-I., viz *obr. 17*. [7]



Obr. 16 Průběh zatížení a napětí v ojničném oku [7]



Obr. 17 Model silně zakřiveného kruhového prutu [7]

Poloměr těžiště příčného průřezu

$$r' = \frac{D_{H2} + D_{H1}}{2} = \frac{0,033 + 0,022}{2} \quad r' = 0,01375 \text{ m}$$

Největší hodnota napětí ve vnějších vláknech σ_{as} je v průřezu I-I v místě ukotvení oka do dřívku ojnice. Průběh napětí ve vnitřních vláknech σ_{is} má maximum v průřezu kolmém na osu ojnice. Při úhlu zakotvení ojničního oka $\varphi_z > 90^\circ$ je v průřezu I-I: $\sigma_{as} > \sigma_{is}$. [7]

Úhel zakotvení ojničního oka volím: $\varphi_z = 120^\circ$

Moment a normálová síla v průřezu 0-0 od setrvačné síly

$$M_{os} = F_s \cdot r' \cdot (0,00033 \cdot \varphi_z - 0,0297) = -7,408 \cdot 10^3 \cdot 0,01375 \cdot (0,00033 \cdot 120 - 0,0297) \\ M_{os} = 1,008 \text{ N.m}$$

$$F_{nos} = F_s \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot \varphi_z) = -7,408 \cdot 10^3 \cdot (0,572 - 0,0008 \cdot 120) \quad F_{nos} = 3,526 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Moment a normálová síla v průřezu I-I od setrvačné síly

$$M_s = M_{os} + F_{nos} \cdot r' \cdot (1 - \cos \varphi_z) + 0,5 \cdot |F_s| \cdot r' \cdot (\sin \varphi_z + \cos \varphi_z) \\ M_s = 1,008 + 3,496 \cdot 10^3 \cdot 0,01375 \cdot (1 - \cos 120^\circ) + 0,5 \cdot 7,408 \cdot 10^3 \cdot 0,01375 \cdot (\sin 120^\circ + \cos 120^\circ) \\ M_s = 4,165 \text{ N.m}$$

$$F_{ns} = F_{nos} \cdot \cos \varphi_z + 0,5 \cdot |F_s| \cdot (\sin \varphi_z + \cos \varphi_z)$$

$$F_{ns} = 3,526 \cdot 10^3 \cdot \cos 125^\circ + 0,5 \cdot 7,408 \cdot 10^3 \cdot (\sin 120^\circ + \cos 120^\circ) \quad F_{ns} = 3,297 \cdot 10^3 \text{ N}$$

Tloušťka stěny oka ojnice

$$h = \frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} = \frac{0,033 - 0,022}{2} \quad h = 5,5 \cdot 10^{-4} \text{ m}$$

Příčný průřez oka ojnice

$$S_o = \left(\frac{D_{H2} - D_{H1}}{2} \right) \cdot a_{oj} = \left(\frac{0,033 - 0,022}{2} \right) \cdot 0,027 \quad S_o = 1,485 \cdot 10^{-4} \text{ m}^2$$

Příčný průřez pouzdra

$$S_p = \left(\frac{D_{H1} - D_{\check{c}}}{2} \right) \cdot a_{oj} = \left(\frac{0,022 - 0,02}{2} \right) \cdot 0,027 \quad S_p = 2,7 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2$$

Podíl normálové síly

$$k_1 = \frac{E_o \cdot S_o}{E_o \cdot S_o + E_b \cdot S_p} = \frac{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 1,485 \cdot 10^{-4}}{2,2 \cdot 10^{11} \cdot 1,485 \cdot 10^{-4} + 1,15 \cdot 10^{11} \cdot 2,7 \cdot 10^{-5}} \quad k_1 = 0,913$$

Normálové napětí ve vnějším a vnitřním vlákně řešeného průřezu I-I od setrvačné síly

Vnější vlákno

$$\sigma_{as} = \left(2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a_{oj} \cdot h}$$

$$\sigma_{as} = \left(2 \cdot 4,165 \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 5,5 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 0,028 - 5,5 \cdot 10^{-3})} + 0,913 \cdot 3,297 \cdot 10^3 \right) \cdot \frac{1}{0,027 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{as} = 61,06 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno

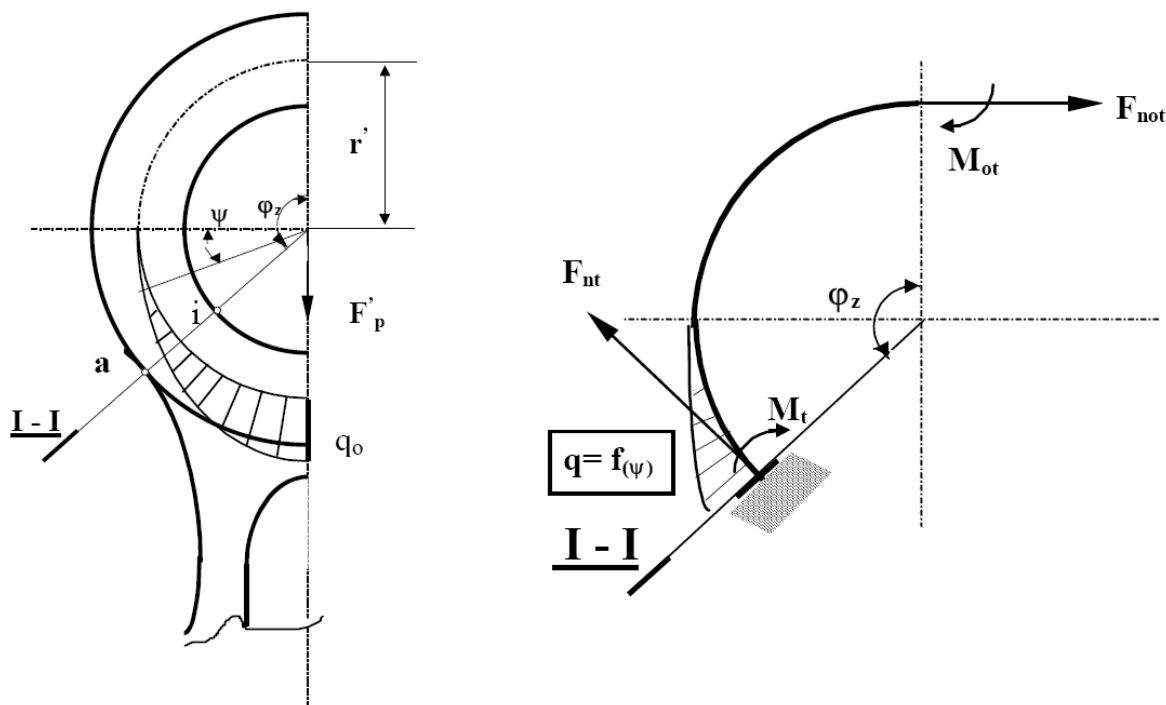
$$\sigma_{is} = \left(-2 \cdot M_s \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{ns} \right) \cdot \frac{1}{a_{oj} \cdot h}$$

$$\sigma_{is} = \left(-2 \cdot 4,165 \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 5,5 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 0,028 - 5,5 \cdot 10^{-3})} + 0,913 \cdot 3,297 \cdot 10^3 \right) \cdot \frac{1}{0,027 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}$$

$$\sigma_{is} = -20,52 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

5.5 Namáhání oka ojnice silou od tlaku plynů

Na *obr. 18* je ukázáno zatížení ojničního oka tlakem plynů nad pístem. Předpokládáme, že výslednice spojitého zatížení $q = f(\psi)$, osamělá síla F'_p působí v ose ojnice. Skutečné těleso a zatížení je nahrazeno prutovým modelem. Jedná se o silně zakřivený prut, vetknutý v průřezu I-I. [7]



Obr. 18 Namáhání oka ojnice silou od tlaků plynů [7]

Tab. 3 Závislost velikosti součinitelů a_1 a a_2 na úhlu zakotvení oka v dřiku ojnice [7]

φ_z	90°	100°	110°	120°	130°
a_1	0	0.0002	0.0008	0.0030	0.0085
a_2	0	-0.0001	-0.0003	-0.0012	-0.0030

$$a_1 = 0,003$$

$$a_2 = -0,0012$$

$$\varphi_z = \frac{\pi}{180^\circ} \cdot 120^\circ$$

$$\varphi_z = 2,0944$$

$$J = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{\varphi_z}{2}\right) \cdot \sin \varphi_z - \frac{1}{2} \cdot \cos \varphi_z = \left(\frac{\pi}{4} - \frac{2,0944}{2}\right) \cdot \sin 2,0944 - \frac{1}{2} \cdot \cos 2,0944 \quad J = 0,02327$$

Ohybový moment v průřezu I-I

$$M_t = F_C \cdot r' \cdot \left[a_2 + a_1 \cdot (1 - \cos \varphi_z) - \frac{2}{\pi} \cdot J \right]$$
$$M_t = 1,457 \cdot 10^4 \cdot 0,028 \cdot \left[0,003 + (-0,0012) \cdot (1 - \cos 120^\circ) - \frac{2}{\pi} \cdot 0,02327 \right] \quad M_t = -2,307 \text{ N.m}$$

Normálová síla v průřezu I-I

$$F_{nt} = F_C \cdot \left[a_1 \cdot \cos \varphi_z + \frac{2}{\pi} \cdot J \right] = 1,457 \cdot 10^4 \cdot \left[0,003 \cdot \cos 120^\circ + \frac{2}{\pi} \cdot 0,02327 \right] \quad F_{nt} = 194,025 \text{ N}$$

Normálová napětí ve vnějším a vnitřním vlákně řešeného průřezu I-I

Vnější vlákno

$$\sigma_{at} = (2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{nt}) \cdot \frac{1}{a_{oj} \cdot h}$$
$$\sigma_{at} = \left[2 \cdot (-2,307) \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 5,5 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 0,028 - 5,5 \cdot 10^{-3})} + 0,913 \cdot 194,025 \right] \cdot \frac{1}{0,0275 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}$$
$$\sigma_{at} = -21,41 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

Vnitřní vlákno

$$\sigma_{it} = (-2 \cdot M_t \cdot \frac{6 \cdot r' + h}{h \cdot (2 \cdot r' - h)} + k_1 \cdot F_{nt}) \cdot \frac{1}{a_{oj} \cdot h}$$
$$\sigma_{it} = (-2 \cdot (-2,307) \cdot \frac{6 \cdot 0,028 + 5,5 \cdot 10^{-3}}{5,5 \cdot 10^{-3} \cdot (2 \cdot 0,028 - 5,5 \cdot 10^{-3})} + 0,913 \cdot 194,025) \cdot \frac{1}{0,0275 \cdot 5,5 \cdot 10^{-3}}$$
$$\sigma_{it} = 23,79 \cdot 10^6 \text{ MPa}$$

5.6 Maximální napětí v oku ojnice

Maximální napětí je určeno ze součtu příslušných vnějších a vnitřních napětí. Z nich je dále vybráno napětí s nejvyšší a nejnižší hodnotou.

$$\sigma_1 = \sigma'_a + \sigma_{as} = 44,17 \cdot 10^6 + 61,06 \cdot 10^6 \quad \sigma_1 = 105,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_2 = \sigma'_a + \sigma_{at} = 44,17 \cdot 10^6 - 21,41 \cdot 10^6 \quad \sigma_2 = 22,764 \text{ MPa}$$

$$\sigma_3 = \sigma'_i + \sigma_{is} = 71,78 \cdot 10^6 - 20,52 \cdot 10^6 \quad \sigma_3 = 51,256 \text{ MPa}$$

$$\sigma_4 = \sigma'_i + \sigma_{it} = 71,78 \cdot 10^6 + 23,79 \cdot 10^6 \quad \sigma_4 = 92,596 \text{ MPa}$$

Maximální a minimální napětí

$$\sigma_{\max} = \sigma_1 \quad \sigma_{\max} = 105,33 \text{ MPa}$$

$$\sigma_{\min} = \sigma_2 \quad \sigma_{\min} = 22,764 \text{ MPa}$$

5.7 Bezpečnost ojnice vůči kluzu

Volím materiál ojnice ocel 13 141 ($R_m = 650 \cdot 10^6 \text{ Pa}$, $R_e = 450 \cdot 10^6 \text{ Pa}$). [12]

$$k_k = \frac{R_e}{\sigma_{\max}} = \frac{450 \cdot 10^6}{105,33 \cdot 10^6} \quad k_k = 4,276$$

5.8 Bezpečnost ojnice na únavu

Bezpečnost na únavu počítáme z toho důvodu, aby nedošlo při provozu k poškození únavovým lomem. Ze spočítané meze únavy vzorku a opravných koeficientů dostaneme mez únavy reálné součásti. Dále je spočítána amplituda a střední hodnota napětí. Vypočtené hodnoty se dosadí do vzorce pro kritérium únavového poškození dle Goodmana. [13]

Mez únavy vzorku

$$\sigma_{co} = 0,5 \cdot R_m = 0,5 \cdot 650 \cdot 10^6 \quad \sigma_{co} = 325 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Součinitel povrchu

$$k_a = 4,51 \cdot R_m^{-0,265} = 4,51 \cdot 650^{-0,265}$$

$$k_a = 0,8105$$

Součinitel velikosti

$$k_b = \left(\frac{H_H}{7,62} \right)^{-0,107} = \left(\frac{28}{7,62} \right)^{-0,107}$$

$$k_b = 0,87$$

Součinitel zatížení

$$k_c = 1$$

Součinitel teploty

$$k_d = 1,02$$

Součinitel spolehlivosti

$$k_e = 0,814$$

Součinitel dalších vlivů

$$k_f = 1$$

Mez únavy reálné součásti

$$\sigma_c = k_a \cdot k_b \cdot k_c \cdot k_d \cdot k_e \cdot k_f \cdot \sigma_{co} = 0,8105 \cdot 0,87 \cdot 1 \cdot 1,02 \cdot 0,814 \cdot 1 \cdot 325 \cdot 10^6 \quad \sigma_c = 204,596 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Amplituda napětí

$$\sigma_A = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} = \frac{105,235 \cdot 10^6 - 22,764 \cdot 10^6}{2}$$

$$\sigma_A = 41,24 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Střední napětí

$$\sigma_M = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2} = \frac{105,235 \cdot 10^6 + 22,764 \cdot 10^6}{2}$$

$$\sigma_M = 64 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

Bezpečnost vůči únavě podle Goodmana

$$k_{\sigma} = \frac{1}{\frac{\sigma_A}{\sigma_c} + \frac{\sigma_M}{R_m}} = \frac{1}{\frac{41,24 \cdot 10^6}{204,596 \cdot 10^6} + \frac{64 \cdot 10^6}{650 \cdot 10^6}}$$

$$k_{\sigma} = 3,339$$

ZÁVĚR

Cílem mé práce bylo vypočítat termodynamický cyklus, navrhnout základní rozměry pístní skupiny a pro zadané provozní režimy provést kontrolu oka ojnice.

Ve výpočtu termodynamického cyklu byly spočítány tlaky a teploty v jednotlivých bodech. Maximální hodnoty byly v bodě 3, tj. při expanzi ($p_3=4,836$ MPa; $T_3=1476$ K). Dále byla vypočítána celková objemová práce cyklu, ze které se určil teoretický výkon ($P=10,3$ kW), který je nižší než zadaný (14 kW).

Návrh základních rozměrů pístní skupiny byl důležitý pro výpočet hmotnosti pístní skupiny ($m_{\text{celk}}=0,473$ kg). Ta byla využita pro výpočet setrvačné síly a ta dále pro celkovou sílu na pístní skupinu ($F_C=14,57$ kN).

Poslední část se zabývá návrhem základních rozměrů ojnice a pevnostním výpočtem oka ojnice. Vypočtené měrné tlaky byly nižší než dovolené. Bezpečnost ojnice vůči mezi kluzu vyhovuje (4,276). Bezpečnost ojnice při cyklickém namáhání také vyhovuje (3,339), protože leží v rozmezí (2,5 - 5).

SEZNAM POUŽITÝCH ZDROJŮ

- [1] http://www.simopt.cz/energyweb/web/EE/images/02/22_07.gif [cit. 2009-05-21]
- [2] Beroun, S.: *Vozidlové motory*.
- [3] VLK, František. *Vozidlové spalovací motory*. 1. vyd. Brno : Prof. Ing. František Vlk, DrSc., nakladatelství a vydavatelství, 2003. 580 s. ISBN 80-238-8756-4.
- [4] Rausher, J.: *Spalovací motory*.
- [5] PAVELEK, Milan a kol.: *Termomechanika*. 1. vyd. Brno : Akademické nakladatelství CERM, s.r.o., 2003. 284 s. ISBN 80-214-2409-5.
- [6] Pavelek, Milan; Štětina, Josef. *Termomechanika – studijní pomůcky pro kombinovanou formu bakalářského studia*. [online]. [cit. 2009-03-15]. Dostupné z: <http://ottp.fme.vutbr.cz/skripta/Termomechanika/Dejemkg/deje-mkg.htm>
- [7] Rausher, J.: *Ročníkový projekt*.
- [8] ŠKODA WebTech. *Teorie motoru 3* [online]. Poslední revize 13. března 2003. [cit. 2009-04-16]. Dostupné z: <http://skoda.panda.cz/clanek.php3?id=397>
- [9] Rausher, J.: *Vozidlové motory*.
- [10] ŠTOSS, M.: *Spalovací motory I*. 2. vyd. Brno : Nakladatelství Vysokého učení technického v Brně, 1992. 262 s. ISBN 80-214-0417-5.
- [11] http://www.spszr.cz/~blazicek/Projekt/klik_mech/klik_mechuzkr.gif
- [12] LEINVEBER, J.; ŘASA, J.; VÁVRA, P.: *Strojnické tabulky – upravené a doplněné vydání*. Scientia, 1999. 984 s. ISBN 80-7183-164-6
- [13] SHIGLEY, J. E.; MISCHKE, C. R.; BUDYNAS, R. G.: *Mechanical Engineering Design*. 7th ed. New York : The McGraw-Hill Companies, 2004, ISBN 0-07-252036-1.

SEZNAM POUŽITÝCH ZKRATEK A SYMBOLŮ

Symbol	Jednotka	Název
a_{oj}	[m]	šířka ojnicního oka zmenšená o šířku sražení hran pouzdra
a_1	[-]	součinitel závislý na úhlu zakotvení oka v dříku ojnice
a_2	[-]	součinitel závislý na úhlu zakotvení oka v dříku ojnice
$a(\alpha)$	[m.s ⁻²]	zrychlení pístu závislé na úhlu natočení klikového hřídele
$a_1(\alpha)$	[m.s ⁻²]	1. harmonická složka zrychlení pístu
$a_2(\alpha)$	[m.s ⁻²]	2. harmonická složka zrychlení pístu
A_{12}	[J]	spotřebovaná objemová práce při kompresi
A_{34}	[J]	vykonaná objemová práce při expanzi
C_o	[-]	poměr průměrů na oku ojnice
C_p	[-]	poměr průměrů ojnicního pouzdra
D	[m]	vrtání válce
$D_{\check{c}}$	[m]	vnější průměr pístního čepu
$D_{\check{c}i}$	[m]	vnitřní průměr pístního čepu
D_{D1}	[m]	vnitřní průměr hlavy ojnice
D_{D2}	[m]	vnější průměr hlavy ojnice
D_{H1}	[m]	vnitřní průměr oka ojnice
D_{H2}	[m]	vnější průměr oka ojnice
e	[m]	přesah bronzového pouzdra v ojnici
e_t	[m]	zvětšení přesahu pouzdra v důsledku ohřátí
E_b	[Pa]	modul pružnosti v tahu bronzu
E_o	[Pa]	modul pružnosti v tahu oceli
E_p	[Pa]	palivem přivedená energie
F_C	[N]	maximální působící síla
F_{nos}	[N]	normálová síla v průřezu 0-0 od setrvačné síly
F_{ns}	[N]	normálová síla v průřezu I-I od setrvačné síly
F_{nt}	[N]	normálová síla v průřezu I-I od tlaku plynů
F_p	[N]	síla působící od tlaku plynů
F_s	[N]	setrvačná síla posuvných hmot pístní skupiny
h	[m]	tloušťka stěny oka ojnice
$H_{\check{c}}$	[m]	vnitřní průměr pístu
H_D	[m]	šířka hlavy ojnice
H_H	[m]	šířka oka ojnice
H_k	[m]	kompresní výška pístu
H_{m1}	[m]	výška prvního můstku
H_{m2}	[m]	výška druhého můstku
H_o	[m]	vzdálenost mezi nálitky pro pístní čep

Symbol	Jednotka	Název
H_p	[m]	výška pístu
H_u	[J.kg ⁻¹]	spodní výhřevnost paliva
J	[-]	součinitel
k_a	[-]	součinitel povrchu
k_b	[-]	součinitel velikosti
k_c	[-]	součinitel zatížení
k_d	[-]	součinitel teploty
k_e	[-]	součinitel spolehlivosti
k_f	[-]	součinitel dalších vlivů
k_k	[-]	bezpečnost ojnice vůči mezi kluzu
k_l	[-]	konstanta vyjadřující podíl normálové síly F_{ns} přenášené okem ojnice ve vztahu k přenosu ložiskovým pouzdem oka
k_σ	[-]	bezpečnost vůči únavě podle Goodmana
l_O	[m]	délka ojnice
l_ζ	[m]	délka pístního čepu
m_{celk}	[kg]	hmotnost pístní skupiny
m_ζ	[kg]	hmotnost čepu
m_p	[kg]	skutečná hmotnost paliva
m_{pi}	[kg]	hmotnost pístu
m_{vs}	[kg]	skutečná hmotnost vzduchu
m_{vt}	[kg]	teoretická hmotnost vzduchu
M_{os}	[N.m]	ohybový moment v průřezu 0-0 od setrvačné síly
M_s	[N.m]	ohybový moment v průřezu I-I od setrvačné síly
M_t	[N.m]	ohybový moment v průřezu I-I od tlaku plynů
n	[s ⁻¹]	jmenovité otáčky motoru
p'	[Pa]	měrný tlak mezi povrchem pouzdra a ojnice v ohrátem stavu
$p_{O-\zeta}$	[Pa]	měrný tlak mezi okem ojnice a pístním čepem
p_1	[Pa]	atmosférický tlak
p_2	[Pa]	tlak na konci komprese
p_3	[Pa]	maximální tlak cyklu
p_4	[Pa]	tlak na konci adiabatické expanze
P	[W]	zadaný výkon
P_t	[W]	teoretický výkon
r	[J.kg ⁻¹ .K ⁻¹]	měrná plynová konstanta
r'	[m]	poloměr těžiště příčného průřezu
r_{kl}	[m]	poloměr kliky
R_e	[Pa]	mez kluzu
R_m	[Pa]	mez pevnosti

Symbol	Jednotka	Název
$s(\alpha)$	[m]	dráha pístu závislá na úhlu natočení klikového hřídele
$s_1(\alpha)$	[m]	1. harmonická složka dráhy pístu
$s_2(\alpha)$	[m]	2. harmonická složka dráhy pístu
S_o	[m ²]	příčný průřez oka ojnice
S_p	[m ²]	příčný průřez pouzdra
t	[s]	doba jednoho cyklu
t_o	[m]	šířka stojiny ojnice
t_{ol}	[m]	šířka pásnice ojnice
Δt	[K]	ohřev oka
T	[m]	výška dříku ojnice
T_1	[K]	teplota okolí
T_2	[K]	teplota na konci komprese
T_3	[K]	maximální teplota cyklu
T_4	[K]	teplota na konci adiabatické expanze
$v(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	rychlost pístu závislá na úhlu natočení klikového hřídele
$v_1(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	1. harmonická složka rychlosti pístu
$v_2(\alpha)$	[m.s ⁻¹]	2. harmonická složka rychlosti pístu
V_C	[m ³]	spalovací objem
V_{ε}	[m ³]	objem pístního čepu
V_K	[m ³]	kompresní objem
V_{pi}	[m ³]	objem pístu
V_Z	[m ³]	zdvihový objem
z	[m]	zdvih pístu
α	[°]	úhel natočení klikového hřídele
α_b	[K ⁻¹]	součinitel lineární tepelné roztažnosti bronzu
α_o	[K ⁻¹]	součinitel lineární tepelné roztažnosti oceli
δ	[m]	výška dna pístu
ε	[-]	kompresní poměr
η_t	[-]	teoretická účinnost
κ	[-]	Poissonova konstanta
λ_{kl}	[-]	klikový poměr
λ	[-]	vzdušný součinitel
λ_s	[-]	stechiometrický poměr
μ	[-]	Poissonovo číslo
π	[-]	Ludolfovo číslo
ρ_{Al}	[kg.m ⁻³]	hustota hliníku
ρ_{AlSi}	[kg.m ⁻³]	hustota slitiny
ρ_{ecel}	[kg.m ⁻³]	hustota oceli
ρ_{Si}	[kg.m ⁻³]	hustota křemíku

Symbol	Jednotka	Název
σ'_a	[Pa]	napětí na vnějším vlákne
σ_A	[Pa]	amplituda napětí
σ_{as}	[Pa]	normálové napětí na vnějším vlákne v průřezu I-I
σ_{at}	[Pa]	normálové napětí ve vnějším vlákne v průřezu I-I
σ_c	[Pa]	mez únavy reálné součásti
σ_{co}	[Pa]	mez únavy vzorku
σ'_i	[Pa]	napětí na vnitřním vlákne
σ_{is}	[Pa]	normálové napětí na vnitřním vlákne v průřezu I-I
σ_{it}	[Pa]	normálové napětí ve vnitřním vlákne v průřezu I-I
σ_{max}	[Pa]	maximální napětí
σ_{min}	[Pa]	minimální napětí
σ_M	[Pa]	střední napětí
$\sigma_{max\ 1}$	[Pa]	napětí na vnějším průměru
$\sigma_{max\ 2}$	[Pa]	napětí na vnějším průměru
$\sigma_{max\ 3}$	[Pa]	napětí na vnitřním průměru
$\sigma_{max\ 4}$	[Pa]	napětí na vnitřním průměru
φ_z	[°]	úhel zakotvení ojnicního oka
ω	[rad.s ⁻¹]	úhlová rychlost